



⑨ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ Patentschrift
⑩ DE 33 34 716 C 2

⑤① Int. Cl. 5:
F 16 H 59/36

Nkl F 16 H 59/66

②① Aktenzeichen: P 33 34 716.6-12
②② Anmeldetag: 26. 9. 83
④③ Offenlegungstag: 11. 4. 85
④⑤ Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: 19. 5. 93

DE 3334716 C 2

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

⑦③ Patentinhaber:

Wabco Westinghouse Fahrzeugbremsen GmbH,
3000 Hannover, DE

⑦② Erfinder:

Antrag auf Nichtnennung

⑤⑥ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit
in Betracht gezogene Druckschriften:

DE-AS 19 54 757
DE 33 14 800 A1
DE 32 46 201 A1
DE 31 13 590 A1
DE 28 52 195 A1
DE-OS 20 01 941

③④ Steuerungseinrichtung für ein automatisch schaltbares, hilfskraftbetätigtes Stufengetriebe

Die Erfindung bezieht sich auf eine Steuerungseinrichtung für ein automatisch schaltbares hilfskraftbetätigtes Stufengetriebe gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

Bei Fahrten an positiven oder negativen Steigungen ergibt sich bei Fahrzeugen mit den Kraftfluß unterbrechenden Getrieben das Problem, daß die Geschwindigkeit des Fahrzeugs während der Dauer des Gangwechsels bergaufwärts abnimmt und bergabwärts zunimmt. Von der am Ende des Umschaltvorganges vorliegenden Fahrzeuggeschwindigkeit hängt die Drehzahl ab, bei der der Motor nach dem Einkuppeln wieder einsteigt.

Der während der Umschaltdauer auftretende Geschwindigkeits- oder Drehzahländerungsbetrag ist um so größer, je größer die Steigung und je größer die gewählte Übersetzung bzw. je kleiner der gewählte Gang ist. Bei einer Steigung von 10%, einem Übersetzungsverhältnis von $i = 10$ und einer Umschaltdauer von 1 sec ergibt sich z. B. ein Drehzahlabfall von ca. 900 U/min. Wird dieser Tatsache von einer Schaltautomatik nicht Rechnung getragen, steigt der Motor nach einem Umschaltvorgang von Gang 1 nach Gang 2 bei einer Motordrehzahl wieder ein, die erheblich unter der Drehzahl liegt, bei der der Motor sein maximales Antriebsmoment liefert. Er kann dann das Fahrzeug wieder anschleppen.

Bestimmt anstatt der Automatik der Fahrer den Umschaltzeitpunkt, berücksichtigt er diesen Sachverhalt instinktiv dadurch, daß er den Motor vor der Gangumschaltung besonders hochdreht.

Aus der DE-A 28 52 195 ist eine Steuervorrichtung für ein selbsttätig schaltendes Getriebe bekannt. Es handelt sich dabei um ein Automatikgetriebe für Personenkraftwagen. In Abhängigkeit von Fahrbahnsteigung und Fahrzeuggewicht ist eine Abänderung der Schaltpunkte vorgesehen. Es erfolgt dabei keine Berücksichtigung eventuell unterschiedlich langer Schaltzeiten.

Aus der DE-AS 19 54 757 ist weiter eine elektrohydraulische Steuereinrichtung für ein selbsttätig schaltbares Wechselgetriebe für Kraftfahrzeuge bekannt, welche ein leichteres Umschalten von Pkw-Automatikgetrieben bezweckt. Dabei wird die Fahrbahnsteigung von einem besonderen Sensor gemessen und berücksichtigt. Der zum Umschalten benutzte Hydraulik-Druck wird für eine bestimmte Zeit abgesenkt.

Aus der DE-PS 20 01 941 ist weiter eine elektrische Steuervorrichtung für ein selbsttätig schaltbares Kraftfahrzeugwechselgetriebe bekannt, das ebenfalls für hydraulisch betätigte Pkw-Automatikgetriebe gedacht ist. In Abhängigkeit von der Fahrbahnsteigung ist eine Schaltpunkt-Verschiebung vorgesehen.

Schließlich ist aus der DE-A 31 13 590 eine Schnellgang-Steuereinrichtung bekannt, welche für ein Pkw-Automatikgetriebe mit drei Gängen und einem zusätzlichen Schnellgang vorgesehen ist. Falls die Fahrbahnsteigung einen bestimmten Wert übersteigt, wird der vorgenannte Schnellgang gesperrt. Zur Ermittlung der Fahrbahnneigung ist eine Neigungsermittlungsschaltung vorgesehen, welche die Fahrbahnneigung aus Änderungen des Luftdruckes und der zugehörigen Fahrtstrecke berechnet.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Getriebesteuerung der eingangs genannten Art anzugeben, die die Umschaltpunkte so verschiebt, daß der Motor bei einer Fahrt an Steigungen oder Gefällen nach einem Umschaltvorgang bei einer günstigen Drehzahl

wieder einsteigt.

Diese Aufgabe wird von der im Patentanspruch 1 angegebenen Erfindung gelöst. Vorteilhafte Ausführungsbeispiele und Weiterbildungen der Erfindung sind in den Unteransprüchen angegeben.

Durch die erfindungsgemäße Einrichtung ergibt sich in vorteilhafter Weise eine einfache Möglichkeit, die Gangumschaltpunkte bei automatisch geschalteten Getrieben in den obengenannten Fällen zweckmäßig zu verschieben und dafür nur mit üblichen Gebern oder Sensoren für direkt meßbare Fahrzeugparameter und sowie ggf. einer Mikrocomputer-Einrichtung auszukommen.

Der Betrag des Drehzahlabfalls bzw. -anstiegs an der Getriebeeingangsseite läßt sich ermitteln mit Hilfe des folgenden Zusammenhangs:

$$\Delta n = i \cdot p \cdot \Delta t \cdot A$$

Die Drehzahldifferenz Δn ist also im wesentlichen proportional der Steigung p und der Umschaltzeit Δt .

Im einzelnen bedeuten in der Gleichung:

Δn = Drehzahlabfall bzw. -anstieg während der Umschaltdauer an der Getriebeeingangsseite bzw. Drehzahldifferenz.

i = Übersetzung im Antriebsstrang,

p = Fahrbahnsteigung bzw. -gefälle.

Δt = Umschaltzeit,

A = konstanter Faktor.

Die Umschaltzeiten Δt sind für alle Schaltungen, bei denen am Getriebe kein Gassenwechsel vorgenommen werden muß, in etwa gleich. Auch die Umschaltzeiten, bei denen ein Gassenwechsel vorgenommen wird, sind untereinander in etwa gleich, sie sind jedoch länger als die Umschaltzeiten ohne Gassenwechsel. Durch diese Erkenntnis läßt sich die Umschaltzeit, die in die Drehzahldifferenz während der Umschaltdauer eingeht, ohne große Nachteile auf zwei Zeiten Δt_1 und Δt_2 reduzieren. Diese Umschaltzeiten werden empirisch ermittelt und sind in der Getriebesteuerung gespeichert.

Für die Ermittlung der in die Drehzahldifferenz Δn während der Umschaltzeit Δt eingehenden Übersetzung i braucht kein besonderer Aufwand getrieben werden, da dieser Wert in der Getriebesteuerung in der Regel vorhanden ist.

Die Ermittlung der Straßensteigung p erfordert allerdings ein komplexes Zusammenfügen von Fahrparametern, die aber zur Herstellung von Übersetzungsänderungssignalen ohnehin erforderlich sind.

Es wird dabei von der folgenden Erkenntnis ausgegangen: Zu jedem beliebigen Zeitpunkt setzt sich das das Fahrzeug antreibende momentane Motor-Antriebsmoment M_A zusammen aus einem stationären Antriebsmoment M_{stat} , das zur Weiterfahrt des Fahrzeugs ohne Beschleunigung oder Verzögerung erforderlich ist, und einem eine Beschleunigung oder Verzögerung des Fahrzeugs bewirkenden Beschleunigungsmoment M_b , nach der Beziehung

$$M_A = M_{stat} + M_b.$$

Wie in der älteren deutschen Anmeldung P 33 14 800.7 beschrieben, kann das stationäre Antriebsmoment M_{stat} über die Beziehung

$$M_{stat} = M_A - G \cdot f(s')$$

relativ genau ermittelt werden, ohne daß das Ergebnis verfälschende Annahmen gemacht werden müssen. Das stationäre Antriebsmoment kann jedoch auch auf andere Weise, z. B. durch direkte Messung ermittelt werden.

Das stationäre Antriebsmoment M_{stat} kann als die Summe der Fahrwiderstände bei geschwindigkeitskonstanter Fahrt aufgefaßt werden. Diese Fahrwiderstände sind im wesentlichen die Rollreibung, die Luftreibung und der Steigungswiderstand.

Die Straßensteigung p läßt sich unter Benutzung der in den älteren Anmeldungen P 33 14 800.7 und P 32 46 201.8 ermittelten Größen Fahrzeuggewicht G und stationäres Antriebsmoment M_{stat} ausdrücken mit

$$p = \frac{M_{\text{stat}} \cdot i}{G} - \frac{W_L + W_R}{G}$$

wobei der Luftwiderstand bzw. das Luftwiderstandsmoment W_L nach der Beziehung

$$W_L = C_w \cdot F \cdot \frac{\rho}{2} \cdot s^2$$

quadratisch von der Fahrzeuggeschwindigkeit s abhängig ist.

Die Rollreibung bzw. das Rollreibungsmoment W_R ist das Produkt aus Reibungswert f_R und Gewicht G nach der Beziehung

$$W_R = f_R \cdot G.$$

Die Größen C_w , F , ρ und f_R sind annähernd konstante Größen, die für ein bestimmtes Fahrzeug relativ genau abgeschätzt oder ermittelt werden können.

Im einzelnen bedeuten in den vorstehenden Gleichungen:

M_{stat} = stationäres Antriebsmoment,
 M_A = momentanes Antriebsmoment,
 M_b = Beschleunigungsmoment,
 G = Gewicht des Fahrzeugs,
 s' = Beschleunigung des Fahrzeugs,
 s = Geschwindigkeit des Fahrzeugs,
 i = Übersetzung im Antriebsstrang,
 p = Straßensteigung,
 W_L = Luftwiderstandsmoment,
 W_R = Rollreibungsmoment + Moment der mechanischen Reibung,
 f_R = Reibungsbeiwert,
 C_w = Luftwiderstandsbeiwert,
 F = Frontalfläche des Fahrzeugs,
 ρ = Luftdichte.

Weiterhin kann der Luftwiderstand W_L innerhalb der einzelnen Gänge in guter Näherung als konstant angenommen werden, da in einem bestimmten Gang, aufgrund des begrenzten Motordrehzahlbereiches, nur ein enger Geschwindigkeitsbereich gefahren werden kann. Dieses ist insbesondere bei Nutzfahrzeugen mit eng gestuften Getrieben der Fall.

Eine weitere Möglichkeit besteht darin, in der Gleichung für die Drehzahldifferenz Δn statt der Steigung p eine steigungsproportionale Größe, wie z. B. $G \cdot p$ zu verwenden, wodurch sich der Rechenaufwand (Quotientenbildung) reduziert.

Die Erfindung wird im Folgenden anhand eines Aus-

führungsbeispiels, das in der einer Zeichnung dargestellt ist, näher erläutert.

Die Zeichnung zeigt in vereinfachter Darstellung die wesentlichen Elemente eines von einer Antriebsmaschine angetriebenen Fahrzeugs. Als Antriebsmaschine dient ein Verbrennungsmotor 6, dessen Kraftstoffzufuhr mittels eines Gebers 1 steuerbar ist. Über eine Welle 8 ist der Motor 6 mit einer Kupplung 9 verbunden, die ihrerseits über eine Welle 11 mit einem Getriebe 12 verbunden ist. Das Getriebe 12 dient zum Antrieb einer Achse 14, die ihrerseits die angetriebenen Fahrzeugräder des Fahrzeugs antreibt. Von den angetriebenen Rädern des Fahrzeugs ist der Einfachheit halber nur ein Rad 15 dargestellt.

Der Geber 1 für die Steuerung der Kraftstoffzufuhr des Motors 6 weist einen Signalausgang 3 auf, der über eine Signalleitung 4 mit einem Signaleingang 5 des Motors 6 verbunden ist. Der Geber 1 ist ferner mit einer Einrichtung versehen, die die Stellung des Gebers 1 als Signalgröße y darstellt. Diese Signalgröße y ist an einem weiteren Signalausgang 2 des Gebers 1 abrufbar. Im einfachsten Fall enthält der Geber 1 als Steuerglied für die Kraftstoffzufuhr des Motors 6 ein übliches, mechanisch arbeitendes Gaspedal. Der Geber 1 kann jedoch auch — wie im dargestellten Ausführungsbeispiel — als elektrischer oder elektronischer Geber ausgebildet sein, wobei der Motor 6 entsprechend mittels eines Steuersignals steuerbar ist.

Die zwischen der antriebsseitigen Welle 8 und der abtriebsseitigen Welle 11 angeordnete Kupplung 9 ist mittels eines Steuersignals betätigbar, das einem Signaleingang 10 der Kupplung 9 zuführbar ist.

Das Getriebe 12 ist ebenfalls elektrisch steuerbar, wobei ein Signaleingang 13 des Getriebes 12 zum Empfang entsprechender Steuersignale zum Einlegen der jeweils gewünschten oder erforderlichen Ganges dient. Sowohl die Kupplung 9 als auch das Getriebe 12 können im einfachsten Fall rein mechanisch betätigt werden. In diesem Fall stellen die Signaleingänge 10 und 13 symbolhaft die Verbindung von Kupplungs-Betätigungsmechanismen und Getriebe-Betätigungsmechanismen mit den entsprechenden Betätigungseinrichtungen für die Kupplung 9 und das Getriebe 12 dar.

In einer Momenten-Kontrolleinrichtung 24 wird ein jeweiliges stationäres Antriebsmoment M_{stat} dadurch bestimmt, daß die Differenz zwischen dem tatsächlichen vom Motor 6 aufgebrachten jeweiligen momentanen Antriebsmoment M_A des Fahrzeugs und einer solchen Rechengröße bestimmt wird, die sich als das Produkt aus dem Gewicht des Fahrzeugs und dem Rechenwert der momentanen Beschleunigung des Fahrzeugs ergibt. Das stationäre Antriebsmoment M_{stat} ist das Moment, welches zum beschleunigungslosen Antrieb des Fahrzeugs erforderlich wäre. Um die erwähnte Differenz berechnen zu können, werden der Momenten-Kontrolleinrichtung 24 über einen Signaleingang 27 das transformierte momentane Antriebsmoment M_A des Motors 6, über einen Signaleingang 26 das Gewicht G des Fahrzeugs und über einen Signaleingang 25 die Drehzahl n des angetriebenen Rades 15 zugeführt.

Der Signaleingang 27 der Momenten-Kontrolleinrichtung 24 ist über eine Leitung 34 an den Signalausgang 35 eines Motor-Kennlinienfeld-Speichers 36 angeschlossen, der an dem erwähnten Signalausgang 35 ein dem momentanen Antriebsmoment M_A des Motors 6 entsprechendes Signal zur Verfügung stellt.

Der Signaleingang 26 der Momenten-Kontrolleinrichtung 24 ist über eine Signalleitung 29 an eine Ge-

wichtsermittlung 30 zur Ermittlung des Gewichts des Fahrzeugs angeschlossen. An einem Signalausgang 28 der Gewichtsermittlung 30 steht ein dem Gewicht des Fahrzeugs entsprechendes Signal zur Verfügung.

Der Signaleingang 25 der Momenten-Kontrolleinrichtung 24 schließlich ist über eine Signalleitung 17 mit einem Drehzahlgeber 16 zur Erfassung der Rad-Drehzahl n_R verbunden.

In der Momenten-Kontrolleinrichtung 24 wird durch Differenzierung aus dem zeitlichen Verlauf der Drehzahl n_R des Rades 15 die Beschleunigungsgröße \dot{s} des Fahrzeugs berechnet.

Das jeweilige momentane Antriebsmoment M_A des Motors 6 wird aus einem Motor-Kennlinienfeld 36 ermittelt, welches die Abhängigkeit der folgenden Größen voneinander enthält: momentanes Antriebsmoment M_A des Motors 6, Drehzahl n_A des Motors 6 und Stellung y des Gebers (Gaspedal) 1. Im dargestellten Ausführungsbeispiel enthält der Speicher 36 für verschiedene Werte (y_1, y_2, y_3) der Stellung y des Gebers 1 je eine Kennlinie für die Abhängigkeit des momentanen Antriebsmomentes M_A von der Drehzahl n_A .

Unter einem Motor-Kennlinienfeld sind auch solche Kennlinienfelder zu verstehen, die den Betriebszustand des Motors indirekt beschreiben, wie beispielsweise ein Kennlinienfeld, das die Abhängigkeit von Antriebsmoment M_A , Drehzahl n_A und der Einspritzzeit enthält.

Weiterhin sind unter "Momenten" auch Antriebsgrößen allgemein zu verstehen, also zum Beispiel auch Leistungsgrößen oder solche vergleichbaren Größen, die die Antriebsmomente lediglich als eine von mehreren Rechengrößen enthalten.

Die Stellung y des Gebers 1 wird einem Signaleingang 39 des Speichers 36 über eine Signalleitung 40 zugeführt, die ihrerseits an den Signalausgang 2 des Gebers 1 angeschlossen ist. Die Drehzahl n_A des Motors 6 wird mittels eines die Welle 8 abtastenden Sensors 7 ermittelt und über eine Signalleitung 38 einem Signaleingang 37 des Speichers 36 zugeführt. Der Kennlinienfeld-Speicher 36 ist so ausgebildet, daß er für jedes Wertepaar y/n_A das momentane Antriebsmoment M_A an seinem Signalausgang 35 zur Verfügung stellt. Das Motor-Moment kann mit geeigneten Sensoren auch direkt gemessen werden.

Die Drehzahl n_A des Motors 6 kann auch aus der Rad-Drehzahl n_R des Rades 15 berechnet werden, wenn das jeweilige Übersetzungsverhältnis des Getriebes 12 berücksichtigt wird.

In der Gewichtsermittlung 30 zur Ermittlung des Gewichtes des Fahrzeugs wird das Verhältnis zwischen dem momentanen Antriebsmoment M_A des Motors 6 und einer Differenz zweier Rechengrößen gebildet, wobei die erwähnten Rechengrößen jeweils eine der Beschleunigung des Fahrzeugs entsprechende Beschleunigungsgrößen enthalten. Diese beiden Beschleunigungsgrößen \dot{s}_{x2} und \dot{s}_{x1} werden zu verschiedenen Zeiten ermittelt, wobei die eine Beschleunigungsgröße vorzugsweise zu einem Zeitpunkt ermittelt wird, in dem sich das Fahrzeug in einem antriebslosen Zustand, z. B. in einer Schaltpause befindet. In diesem antriebslosen Zustand wird das Fahrzeug nicht wesentlich beschleunigt oder verzögert.

Um die erwähnte Rechenoperation durchführen zu können, wird der Gewichtsermittlung 30 über die Signalleitung 34 und einem Signaleingang 33 das momentane Antriebsmoment M_A des Motors 6 zugeführt. Der zur Bildung der Beschleunigungsgrößen \dot{s}_{x2} und \dot{s}_{x1} erforderliche zeitliche Verlauf der Drehzahl n_R des angetrie-

benen Rades 15 wird über die Signalleitung 17 einem Signaleingang 32 der Gewichtsermittlung 30 zugeführt. Über die Signalleitungen 23 schließlich wird einem Signaleingang 31 der Gewichtsermittlung 30 der Zeitpunkt mitgeteilt, zu dem die Kupplung 9 geöffnet ist. Damit kann zwischen solchen Zeiten, in denen das Fahrzeug dem Antrieb durch den Motor 6 unterliegt, und solchen Zeiten, in denen das Fahrzeug nicht dem Antrieb des Motors 6 unterliegt, unterschieden werden. Zu diesen unterschiedlichen Zeiten werden auch die Beschleunigungsgrößen \dot{s}_{x2} und \dot{s}_{x1} gemessen bzw. bestimmt.

Die allgemeine Formel zur Ermittlung des Fahrzeuggewichts G lautet:

$$G = \frac{M_{A1} - M_{A2}}{f(\dot{s}_{x1}) - f(\dot{s}_{x2})}$$

Werte mit Index 1 sind zum Zeitpunkt 1 und Werte mit Index 2 sind zum Zeitpunkt 2 ermittelt.

Neben dem oben beschriebenen Sonderfall $M_{A2} = 0$, der für die Schaltpause gilt, kann auch der Sonderfall $f(\dot{s}_{x2}) = 0$ ausgewertet werden. Dieser gilt für unbeschleunigte Fahrt.

Die obige Gleichung kann natürlich auch allgemein, ohne die Sonderfälle abzuwarten, ausgewertet werden. Dabei ist immer darauf zu achten, daß die beiden Meßpunkte nicht zu weit auseinander liegen. Um jedoch eine ausreichende Genauigkeit für die Gewichtsgröße zu erhalten, sollte die Differenz der Antriebsmomente M_{A1} und M_{A2} möglichst groß gewählt werden.

Die Gewichtsermittlung 30 kann auch so ausgebildet sein, daß verschiedene ermittelte Gewichtsgrößen G zur Bildung eines Mittelwertes für die Gewichtsgrößen verwendet werden und daß der so ermittelte Mittelwert der Gewichtsgrößen eine vorbestimmte Änderung nicht überschreitet.

Um sicherzustellen, daß auch dann, wenn in der Gewichtsermittlung 30, z. B. wegen zu kurzer Fahrzeit noch kein ausreichend genauer Wert für die Gewichtsgröße G vorliegt, in der Momenten-Kontrolleinrichtung 24 einen brauchbaren Wert für das stationäre Antriebsmoment M_{stat} bestimmen zu können, ist es vorteilhaft, statt der von der Gewichtsermittlung 30 ermittelten Gewichtsgrößen G eine mittlere Gewichtsgröße G_0 zu verwenden, die z. B. einem halbbeladenen Fahrzeug entspricht.

Für eine sichere Bestimmung und Berechnung der Gewichtsgröße G eignet sich in vorteilhafter Weise ein in der Gewichtsermittlung 30 vorgesehener Mikrocomputer, mit dem insbesondere auch die zeitabhängigen Rechengänge bezüglich der Beschleunigungsgrößen auf einfache Weise realisiert werden können.

Zur Steuerung des Getriebes 12 ist eine schematisch dargestellte Getriebesteuerung 18 vorgesehen. Der Getriebesteuerung 18 werden die Werte der Raddrehzahl n_R , des Motormomentes M_A , des stationären Momentes M_{stat} und der Fahrbahnsteigung p zugeführt. Im einfachsten Fall arbeitet diese Getriebesteuerung 18 so, daß das Getriebe 12 in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit des Fahrzeugs und somit in Abhängigkeit von der Drehzahl n_R der angetriebenen Räder automatisch geschaltet wird. Zur Erfassung der Drehzahl n_R des angetriebenen Rades 15 dient der Sensor 16, dessen Drehzahl-Signal über die Signalleitung 17 der Getriebesteuerung 18 zugeführt ist. Über einen Signalausgang 22 und die Signalleitung 23 ist die Getriebesteuerung 18 mit

dem Signaleingang 13 des Getriebes 12 und dem Signaleingang 10 der Kupplung 9 verbunden.

Wenn mittels der Getriebesteuerung 18 in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit des Fahrzeugs und unter Berücksichtigung vorgegebener Auswahlkriterien ein neuer Gang festgelegt wird, wird die Kupplung 9 über ihren Signaleingang 10 betätigt und anschließend bei getrennter Kupplung das Getriebe 12 über seine Signaleingänge 13 von der Getriebesteuerung 18 umgeschaltet. Danach wird dann die Kupplung 9 wieder geschlossen. Die Steuerung bzw. Betätigung der Kupplung 9 und des Getriebes 12 können rein mechanisch über Servomotoren der Getriebesteuerung 18 erfolgen.

Zu den vorstehend erwähnten Auswahlkriterien, nach denen in der Getriebesteuerung 18 jeweils ein neuer Gang festgelegt wird, gehört auch eine Überprüfung, ob der neue Betriebspunkt nach dem Einlegen des ausgewählten neuen Ganges in der Nähe des verbrauchsgünstigen Betriebsbereiches liegt.

Um die Darstellung zu vereinfachen, ist eine solche Einrichtung in der Zeichnung nicht dargestellt, sie wäre aber Bestandteil der Getriebesteuerung 18.

In die Ermittlung der günstigsten Umschaltpunkte in Steigungen oder Gefällen geht wie bereits beschrieben eine Information über die jeweilig vorliegende Straßensteigung p ein, die von einer Steigungsermittlung 42 über eine Leitung 43 an die Getriebesteuerung 18 übertragen wird.

Die Steigungsermittlung 42 bestimmt die jeweils vorliegende Fahrbahnsteigung während der Fahrt wie oben bereits angegeben aus den für die Getriebesteuerung 18 ohnehin erforderlichen Informationen durch Differenzbildung nach der Formel

$$p = \frac{M_{\text{stat}} \cdot i}{G} - \frac{W_L + W_R}{G}$$

Die Information über das Gewicht G des Fahrzeugs wird der Steigungsermittlung 42 über eine Leitung 29 zugeführt. Die Information über das stationäre Antriebsmoment M_{stat} wird der Steigungsermittlung 42 über eine Leitung 21 zugeführt.

Die Information über die jeweilige Getriebeübersetzung i erhält die Steigungsermittlung 42 von der Getriebesteuerung 18 über eine Leitung 44.

Gegebenenfalls werden der Steigungsermittlung 42 auch Informationen über das Betriebsmoment über einen entsprechenden Geber, z. B. einen Druckfühler für den Bremsdruck übermittelt (nicht dargestellt).

Die Steigungsermittlung 42 weist intern (nicht dargestellte) Einrichtungen zur Bestimmung der Luftreibung W_L und der Rollreibung W_R auf. Im einfachsten Fall ist die Rollreibung W_R ein konstanter vorgegebener Wert, der für das jeweilige Fahrzeug empirisch ermittelt wurde. Die Luftreibung W_L sind im einfachsten Fall ebenfalls konstant vorgegebene Werte, die für die einzelnen Gänge und für das jeweilige Fahrzeug ebenfalls empirisch ermittelt wurden.

Die Bestimmung der Straßensteigung p erfolgt in einem vorgegebenen Rhythmus, gesteuert auf Abfrage oder bei Vorliegen neuer Eingabewerte.

Ein für die Erfindung wesentlicher Bestandteil der Getriebesteuerung 18 ist eine Umschaltschwellenverschiebung 50. Diese ist so aufgebaut, daß sie die Drehzahldifferenzen Δn für die Umschaltpunkte nach dem o. g. Zusammenhang

$$\Delta n = i \cdot p \cdot \Delta t \cdot A$$

jeweils ermittelt und durch Summen- oder Differenzbildung mit den normalen, für die Ebene berechneten Umschaltpunkten die für die jeweilige Steigung oder das jeweilige Gefälle korrigierten Umschaltpunkte ermittelt.

Bei Fahrten an Steigungen bergaufwärts werden dann die Drehzahldifferenzen Δn zu den nach bestimmten Kriterien für die Ebene ermittelten Umschaltdrehzahlen hinzuaddiert. Bei Fahrten an Steigungen bergabwärts werden die Drehzahldifferenzen von den für die Ebene ermittelten Umschaltdrehzahlen abgezogen.

Eine etwas einfachere Möglichkeit liegt darin, nur eine begrenzte Anzahl von festgelegten Drehzahldifferenzen Δn zu verwenden. Dies ist in der Zeichnung durch eine Tabelle, die in der Umschaltschwellenverschiebung 50 gespeichert ist, angedeutet. Die Tabelle enthält aber nicht direkt die Drehzahldifferenz Δn , sondern bereits die durch Summen- oder Differenzbildung mit den nach Schalt-Kriterien für die Ebene ermittelten Umschaltdrehzahlen gefundenen korrigierten Umschaltdrehzahlen n_a, n_b, n_c für die einzelnen Gänge.

Eine mit Hilfe der genannten Tabelle korrigierte Umschaltung innerhalb einer Steigung erfolgt auf nachstehende Weise: Soll z. B. von Gang i_a nach Gang i_b geschaltet werden, wird zunächst ermittelt, ob es sich um eine Schaltung mit einem Gassenwechsel handelt oder ob kein Gassenwechsel nötig ist. Abhängig davon wird in der Spalte unter dem alten Gang i_a die Umschaltzeit Δt_1 oder Δt_2 ausgewählt und damit die entsprechende Spalte der Tabelle genau definiert.

Anschließend wird der in der Steigungsermittlung 42 ermittelte Wert für die Fahrbahnsteigung mit den in den Zeilen der Tabelle angegebenen Steigungsbereichen verglichen und einer bestimmten Zeile zugeordnet. Damit sind Zeile und Spalte des vorliegenden Schalt-Falles bestimmt und der dazu in der Tabelle auffindbare Wert, z. B. n_{a22} , stellt die zweckmäßigste Umschaltdrehzahl dar. Es handelt sich hierbei um einen dem Fachmann bekannten Auswahlmechanismus, der nicht im einzelnen erläutert zu werden braucht. Die Getriebesteuerung 18 wird eine Umschaltung am Getriebe 12 und an der Kupplung 9 in einer Steigung erst dann vornehmen oder empfehlen, wenn die Drehzahl n_{a22} erreicht ist.

Anstelle der Straßensteigung p kann in der Tabelle der Umschaltschwellenverschiebung 50 auch direkt das jeweilige stationäre Moment M_{stat} verwendet werden, welches auch ein ungefähres Maß für die Straßensteigung ist.

Die beschriebene Korrektur der für die Ebene nach bestimmten Kriterien ermittelten Umschaltdrehzahlen um die Drehzahldifferenz Δn kann selbstverständlich im Einzelfall durch die maximale oder minimale Grenzdrehzahl des Motors 6 beschränkt sein. Diese Begrenzungen werden in der Getriebesteuerung 18 berücksichtigt, indem spätestens bei der Grenzdrehzahl ein Schaltsignal ausgegeben wird.

Selbstverständlich kann die Getriebesteuerung 18 die ermittelten Umschaltsignale dem Fahrer auch auf einer (nicht dargestellten) Anzeige zeigen. Der Fahrer löst dann gegebenenfalls den Gangumschaltvorgang selbst aus.

Patentansprüche

1. Steuerungseinrichtung für ein automatisch schaltbares, hilfskraftbetätigtes Stufengetriebe (12)

mit Zugkraftunterbrechung in einem von einer Antriebsmaschine (6) angetriebenen Nutzfahrzeug – zur Ermittlung von Übersetzungsänderungssignalen bei Fahrbahnsteigungen oder -gefallen, wobei eine Steigungsermittlungseinrichtung (42) vorgesehen ist, welche einen die Fahrbahnsteigung kennzeichnenden Wert p ermittelt, und wobei eine Umschaltsschwellenverschiebungseinrichtung (50) vorgesehen ist, die die für die Ebene motorlast- und drehzahlabhängig errechneten Gangumschalt-
punkte abhängig von der Fahrbahnsteigung um eine Drehzahldifferenz Δn verschiebt,
dadurch gekennzeichnet, daß als Drehzahldifferenz Δn zu den für die Ebene ermittelten Gangumschalt-
punkten ein abhängig von der Fahrbahnsteigung p , einer vorgebbaren Gangwechselzeit Δt und der im Antriebsstrang eingestellten Übersetzung i aus dem Zusammenhang

$$\Delta n = i \cdot p \cdot \Delta t$$

20

errechneter Wert verwendet wird, wobei die Gangwechselzeiten für typische Schaltvorgänge empirisch ermittelt und gespeichert sind.

2. Steuerungseinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß zu dem Wert der für die Ebene ermittelten Gangumschalt-
punkte die Drehzahldifferenz Δn hinzugefügt oder von diesem Wert abgezogen wird.

25

3. Steuerungseinrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Gangumschalt-
punkte an einer Fahrbahnsteigung sowohl beim Schalten in einen höheren als auch in einen niedrigeren Gang zu höheren Drehzahlen hin verschoben werden.

30

4. Steuerungseinrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Gangumschalt-
punkte an einem Fahrbahngefälle sowohl beim Schalten in einen höheren als auch in einen niedrigeren Gang zu niedrigeren Drehzahlen hin verschoben werden.

35

5. Steuerungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß eine begrenzte Anzahl von festen Werten für die Drehzahldifferenz Δn für die Gangumschalt-
punkte vorgesehen ist, die von einer Umschaltsschwellenverschiebungseinrichtung (50) einzelnen Steigungsbereichen p , verschiedenen Übersetzungsverhältnissen i , und zwei verschiedenen Umschaltzeiten Δt_1 und Δt_2 zugeordnet sind, wobei die Umschaltzeit Δt_1 bei der Schaltung ohne Gassenwechsel und die Umschaltzeit Δt_2 bei einer Schaltung mit Gassenwechsel maßgebend ist.

40

45

50

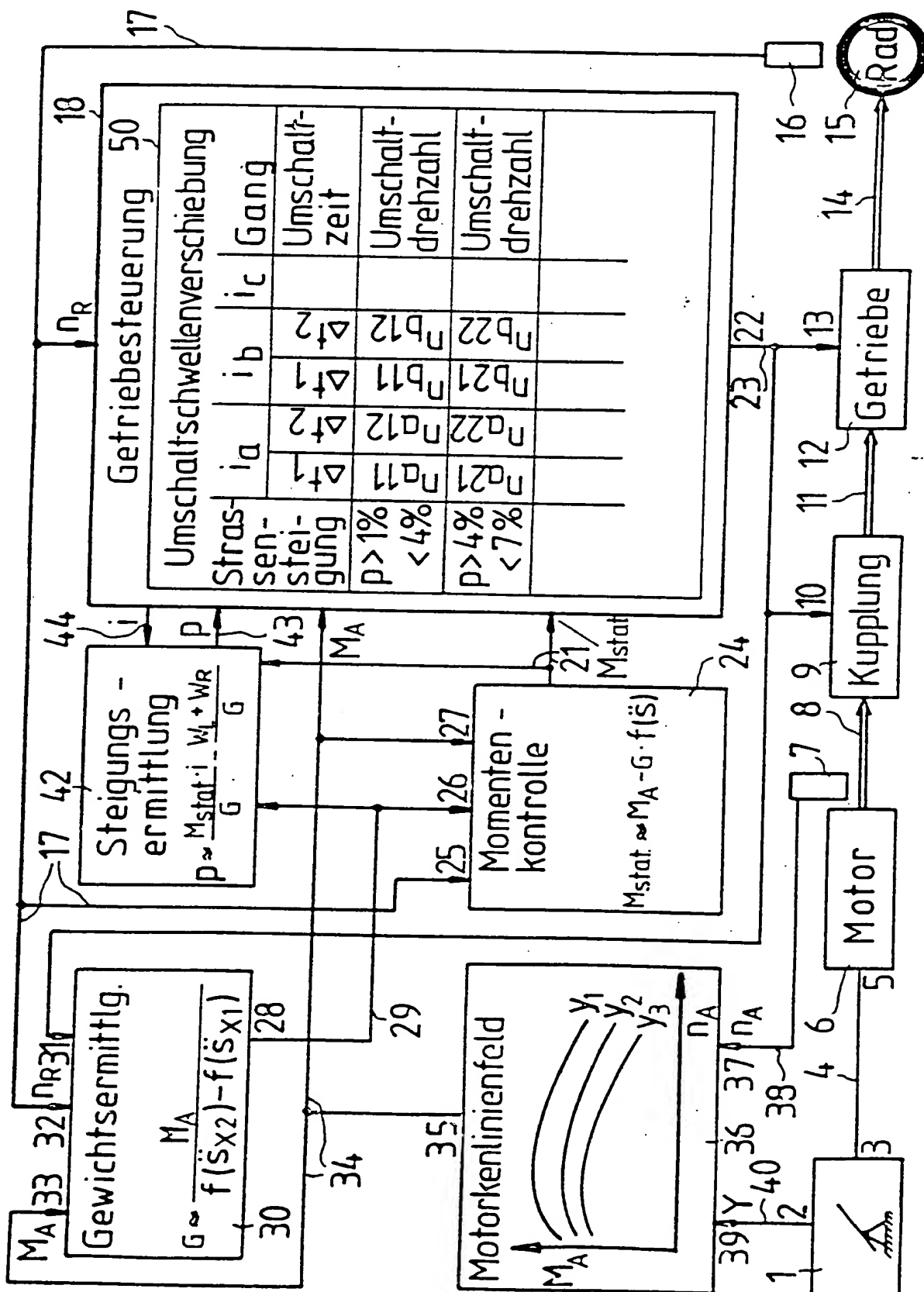
6. Steuerungseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die für die einzelnen Steigungsbereiche p ermittelten Werte der Drehzahldifferenz Δn oder die um die Werte der Drehzahldifferenz Δn korrigierten Gangumschalt-
punkte n in einer Tabelle (Festwertspeicher) abgelegt sind und bei Vorliegen einer bestimmten Straßensteigung p beim Ausgeben eines Schaltsignals berücksichtigt werden.

55

60

Hierzu 1 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -



Translation of DE 33 34 716 C2

Control device for automatic, servo-operated switch gear

The invention relates to a control device for a servo-operated switch gear according to the precharacterising part of patent claim 1.

With automobiles having a transmission that interrupts the fuel supply when travelling on an upward or downward slope the problem arises that the vehicle speed decreases during gear shifting when travelling uphill and that it increases as it travels downhill. The rotational speed at which the engine picks up again after engaging depends on the vehicle speed at the end of the shift operation.

The steeper the slope and the higher the transmission ratio chosen, respectively the smaller the gear chosen, the higher is the change in travelling speed or rotational speed during the shift operation. With a slope of 10%, a transmission ratio of $i = 10$ and a shift period of 1 sec a reduction in rotational speed of about 900 r.p.m. results for instance. If this is not taken into account by the automatic transmission the engine picks up again, after changing from first gear into second, at a rotational speed that is much below that at which the engine supplies its maximal drive moment. It has to drag the automobile along in this case.

If it is the driver who determines the shifting instant, and not the transmission, he instinctively takes this fact into account prior to gear shifting by revving the engine up particularly high.

From DE-A 28 52 195 a control device for an automatically shifting transmission is known, being an automatic transmission for passenger cars. The shifting instants vary in response to the slope of the road and to the vehicle weight. Any gear shifting periods of different lengths are not taken account of in this connection.

Furthermore, from DE-AS 19 54 757 an electrohydraulic control device for an automatic gear change box in automobiles is known, which is to facilitate the shifting of automatic transmissions in passenger cars. To this end the ascending gradient of the road is measured by a special sensor and taken account of. The hydraulic pressure used for gear shifting is lowered for a certain period of time.

From DE-PS 20 01 941 an electric control device for an automatically shifting automobile gear box is known which equally is intended for hydraulically operated automatic transmissions in passenger cars. In response to the ascending gradient of the road a shift of the gear changing point is provided.

Finally, from DE-A 31 13 590 an overdrive control means is known, which has been developed for the automatic transmission of a passenger car having three gears and an overdrive. If the ascending gradient of the road exceeds a particular value the above-mentioned overdrive is blocked. In order to determine the slope of the road a slope determining circuit computes the inclination of the road from changes in air pressure and the distance being covered.

The object of the invention is to indicate a control device for a switch gear as mentioned initially which changes the shifting instants such that when travelling uphill or downhill the engine picks up again at a favourable rotational speed, following the shift operation.

This problem is solved by the invention in accordance with patent claim 1. Advantageous exemplary embodiments and further developments of the invention are indicated in the subclaims.

The device according to the invention provides in an advantageous manner a simple possibility in the above cases of conveniently varying the gear changing instants in automatically shifting transmissions, requiring no more but the usual timers and sensors for directly measurable vehicle parameters, and possibly a micro-computer means.

The amount of increase and decrease in rotational speed at the transmission input side may be determined by the following relation:

$$\Delta n \hat{=} i \cdot p \cdot \Delta t \cdot A$$

Hence, the rotational speed difference Δn substantially is proportional to the ascending or descending gradient p and the shifting time Δt . More particularly, the meanings in the equation are the following:

Δn = increase or decrease in rotational speed during the time of shifting at the transmission input, respectively the rotational speed difference;

i = transmission in the drive train;

p = ascending respectively descending gradient of the road;

Δt = shifting time

A = constant factor.

The shifting times Δt are about the same for all shift operations where no gap change has to be made on the transmission. Also the shifting times where a gap change does take place are about the same; however, they are longer than the shifting times without a gap change.

Owing to this realisation the shifting time, which represents a factor in the rotational speed difference during the time of shifting, can be reduced without any major disadvantages to the two times Δt_1 and Δt_2 . These shifting times are determined empirically and are stored in the gear box control.

In order to determine the transmission i , representing a factor of the rotational speed difference Δn during the shifting time, no particular action needs to be taken since, as a rule, this value normally is provided in the gear box control.

However, in order to determine the ascending gradient p of a road a complex compilation of parameters is necessary, which, however, is required anyway in order to generate transmission variation signals.

To this end, it is started from the following realisation: The momentary engine drive moment M_A is composed at any given time instant of a stationary drive moment M_{stat} , which is required if the motor vehicle is to carry on without any acceleration or deceleration, and of an acceleration moment M_b producing an acceleration or deceleration of the vehicle in accordance with the relation

$$M_A = M_{stat} + M_b.$$

As described in the older German application P 33 14 800.7, the stationary drive moment M_{stat} can be determined comparatively accurately via the relation

$$M_{stat} = M_A - G \cdot f(\dot{s})$$

without any assumption falsifying the result having to be made. The stationary drive moment, however, can be determined also in a different way, for example by direct

measurement.

The stationary drive moment M_{stat} can be understood as the summation of the running resistances at a constant traveling speed. These running resistances substantially are the rolling friction, the air friction and the slope resistance.

The ascending gradient p of the road may be expressed as

$$p \approx \frac{M_{stat} \cdot i}{G} - \frac{W_L + W_R}{G}$$

using the parameters vehicle weight G and stationary drive moment M_{stat} as determined in the older applications P 33 14 800.7 and P 32 46 201.8, wherein the air resistance respectively the air resistance moment W_L according to the relation

$$W_L = C_w \cdot F \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \dot{s}^2$$

depend on the square of the vehicle speed \dot{s} .

The rolling friction and the rolling friction moment W_R , respectively, are the product of the friction value f_R and the weight G according to the relation

$$W_R = f_R \cdot G.$$

The parameters C_w , F , p and f_R are approximately constant values which can be estimated or determined for a particular vehicle comparatively accurately.

More particularly, the meanings of the symbols in the above drawings are the following:

M_{stat} = stationary drive moment
 M_A = momentary drive moment
 M_b = acceleration moment
 G = vehicle weight
 \dot{s} = vehicle acceleration
 \dot{s} = travelling speed of the vehicle
 i = transmission in the drive train
 p = slope of the road
 W_L = air resistance moment
 W_R = rolling friction moment + moment of the mechanical friction
 f_R = coefficient of friction
 C_w = coefficient of air resistance
 F = frontal surface of the vehicle
 ρ = air density.

Furthermore, the air resistance W_L in the individual gears can be assumed to be more or less constant, as in a particular gear only a narrow speed range can be covered because of the limited rotational speed range. This is particularly so with commercial vehicles, which have closely stepped gears.

A further possibility is using - for the rotational speed difference Δn in the equation - instead of the slope p a value that is slope-proportional, such as, for instance, $G \cdot p$, thereby reducing the amount of computing required (quotient formation).

In the following, the invention is more closely defined by means of an exemplary embodiment shown in the drawing.

In a simplified representation the drawing shows essential elements of an automobile driven by a drive engine. As drive

engine an internal combustion engine 6 serves the fuel supply of which can be controlled by means of a timer 1. The engine 6 is coupled to a clutch 9 via a shaft 8, clutch 9 in turn being coupled to a gear box 12 via a shaft 11. The gear box 12 serves to drive an axle 14, which in turn drives the propelled vehicle wheels of the vehicle. For the sake of simplicity, of the propelled wheels of the vehicle only wheel 15 is shown.

The timer 1 for controlling the fuel supply to the engine 6 has a signal output 3 connected to a signal input 5 of the engine 6 via a signal line 4. The timer 1 moreover is provided with a means representing the position of the timer 1 as a signal value y . The signal value y may be retrieved from a further signal output 2 of the timer 1. In the simplest case the timer 1 includes a common, mechanically operating gas pedal as control member for the fuel supply to the engine 6. However, as shown in the exemplary embodiment, the timer 1 can also be designed as an electric or electronic timer, with the engine 6 being contrallable accordingly by means of a control signal.

The clutch 9 that is disposed between the input side shaft 8 and the output side shaft 11 may be actuated by means of a control signal that may be supplied to a signal input 10 of the clutch 9.

The gear box 12 equally may be controlled electronically, a signal input 13 of the gear box 12 serving to receive corresponding control signals to put the respective desired gear in. In the simplest case, both the clutch 9 and the gear box 12 may be actuated in a purely mechanical way. In this case the signal inputs 10 and 13 symbolically represent the connection of clutch actuating mechanisms and gear box operating mechanisms to the corresponding actuating mechanisms for the clutch 9 and the gear box 12.

In a moments control or monitoring means 24 a respective stationary drive moment M_{stat} is determined in that the difference between the actual momentary drive moment M_A of the automobile produced by the engine 6 and a computed value of the kind is determined which is the product of the automobile weight and the computed value of the momentary acceleration of the vehicle. The stationary drive moment M_{stat} is the moment that would be required for keeping the vehicle running without accelerating. In order to be able to compute the difference mentioned the transformed momentary drive moment M_A of the engine 6 is supplied to the moments control means 24 via a signal input 27; the weight G of the vehicle is supplied via a signal input 26, and the rotational speed n_R of the driven vehicle 15 is supplied via a signal input 25.

Via a line 34 the signal input 27 of the moments control means 24 is connected to the signal output 35 of an engine characteristic map memory 36 which makes a signal available at said signal output 35, corresponding to the momentary drive moment M_A of the engine 6.

The signal input 26 of the moments control means 24 is connected to a weight determining means 30 via a signal line 29 for determining the weight of the vehicle. At a signal output 28 of the weight determining means 30 a signal corresponding to the vehicle weight is available.

Finally, the signal input 25 of the moments control means 24 is connected to a rotational speed timer 16 via a signal line 17 for sensing the rotational speed n_R of the wheel.

In the moments control means 24 the acceleration value s of the vehicle is computed from the rotational speed n_R of the wheel 15 in terms of time.

The respective momentary drive moment M_A of the engine 6,

is determined from an engine characteristic map 36 containing the mutual dependency of the following parameters: momentary drive moment M_A of the engine 6, rotational speed n_A of the engine 6 and position y of the timer (gas pedal) 1. In the exemplary embodiment shown the memory 36 contains for different values (y_1, y_2, y_3) of the position of the timer 1 one characteristic curve each for the dependency of the momentary drive moment M_A on the rotational speed n_A .

By an engine characteristic map also those characteristic maps are to be understood which describe the operating state of the engine indirectly, for example a characteristic map containing the dependency of the drive moment M_A , the rotational speed n_A and the injection time.

Furthermore, by "moments" also drive parameters in general are to be understood, such as, for example, performance parameters or comparable parameters of the kind containing the drive moments merely as one of the computing parameters.

The position y of the timer 1 is communicated to a signal input 39 of the memory 36 via a signal line 40 which, in turn, is connected to the signal output 2 of the timer 1. The rotational speed n_A of the engine 6 is determined by means of a sensor 7 for sensing the shaft 8, and is passed on to a signal input 37 of the memory 36 via a signal line 38. The characteristic map memory 36 is designed such that for each pair of values y/n_A it makes the momentary drive moment M_A available at its signal output 35. The engine moment can also be measured directly by means of suitable sensors.

The rotational speed n_A of the engine may also be computed from the rotational wheel speed n_R of the wheel 15 if the respective transmission ratio of the gear box 12 is taken into account.

In the weight determining means 30 for determining the weight of the vehicle the ratio between the momentary drive moment M_A of the engine 6 and a difference of two computing values is formed, the computing values mentioned containing an acceleration value, respectively, corresponding to the vehicle acceleration. These two acceleration values \dot{s}_{x2} and \dot{s}_{x1} are determined at different times, one acceleration value preferably being determined at a time in which the vehicle is in the non-driven state, for example during the gear changing interval. In this non-driven state the vehicle is not being essentially accelerated or decelerated.

In order to be able to perform the computing operation mentioned the momentary drive moment M_A of the engine 6 is supplied to the weight determining means 30 via the signal line 34, and to a signal input 33. The rotational speed nR of the driven wheel 15 in terms of time, required to obtain the acceleration values \dot{s}_{x2} and \dot{s}_{x1} , is passed on to a signal input 32 of the weight determining means 30 via the signal line 17. Finally, the instant at which clutch 9 is open is communicated to a signal input 31 of the weight determining means 30 via the signal lines 23. It can thus be differentiated between those times during which the vehicle is driven by the engine 6 and those times in which the vehicle is not driven by the engine 6. At these different instants of time also the acceleration values \dot{s}_{x2} and \dot{s}_{x1} are measured and determined, respectively.

The general formula for determining the vehicle weight G is:

$$G = \frac{M_{A1} - M_{A2}}{f(\dot{s}_{x1}) - f(\dot{s}_{x2})}$$

Values carrying the index 1 have been determined at the instant 1, and values carrying the index 2 have been determined at the instant 2.

Apart from the above-described special case $M_{A2} = 0$, which applies to the gear changing interval, also the special case $f(\dot{s}_{x2}) = 0$ can be evaluated. This value applies to the non-accelerated travelling condition.

Of course, the above equation can be evaluated also on a general basis, without waiting for any special cases. Attention always has to be paid that the two measuring points are not too far away from each other. However, in order to ensure a sufficiently high accuracy for the weight parameter the difference of the drive moments M_{A1} and M_{A2} should be chosen as large as possible.

The weight determining means 30 can also be designed such that various weight parameters G that have been determined are used for forming a mean value of the weight parameters and that the mean value of the weight parameters determined in this way does not exceed a predetermined variation.

In order to ensure that, even if in the weight determining means 30 a sufficiently accurate value for the weight parameter G is not available as yet because of the time of travel being too short, for example, it is possible to determine a useful value for the stationary drive moment M_{stat} in the moments control means 24 the use of an average weight parameter G_0 , corresponding, for example, to a half loaded vehicle is of advantage.

For safe determination and computation of the weight parameter G a microcomputer provided in the weight determining means 30 is advantageous, by which particularly the time-dependent computation processes in regard of the acceleration values may be put into practice in a simple way.

For control of the gear box 12 a schematically shown gear box control 18 is provided. To the gear box control 18 the values of the rotational wheel speed n_R , the engine moment

M_A , the stationary moment M_{stat} and the ascending respectively descending gradient p of the road are supplied. In the simplest case this control box 18 operates for the gear box 12 to be automatically shifted in response to the travelling speed of the vehicle and thus in response to the rotational speed n_R of the driven wheels. For sensing the rotational speed n_R of the driven wheel 15 the sensor 16 serves, the rotational speed signal of which is supplied to the gear box control 18 via the signal line 17. Via a signal output 22 and the signal line 23 the gear box control 18 is connected to the signal input 13 of the gear box 12 and the signal input 10 of the clutch 9.

If by means of the gear box control 18 a new gear is determined in response to the travelling speed of the vehicle and taking predetermined selection criteria into account the clutch 9 is actuated via its signal input 10, whereupon the gear box 12 is shifted via its signal inputs 13 by the gear box control 18 while the clutch is disengaged. After that, the clutch 9 is engaged again. Control respectively actuation of the clutch 9 and the gear box 12 can be carried out in a purely mechanical way via servo-motors of the gear box control 18.

The above-mentioned selection criteria according to which a respectively new gear is determined in the gear box 18 also include checking whether, after the selected new gear has been put in, the new operating point is close to the operating range where less fuel is required.

In order to simplify the representation such a means is not shown in the drawing. It would be a component of the gear box control 18, however.

As already described, a factor in determining the most favourable gear changing instants on a slope is information about the respective ascending or descending gradient p of

the road, which is transmitted to the gear box control 18 by a slope determining means 42 via a line 43.

The slope determining means 42 determines the prevailing ascending gradient of the road during travel as described above from the information required for the gear box control 18 in any event by forming the difference according to the formula

$$p = \frac{M_{stat} \cdot i}{G} - \frac{W_L + W_R}{G}.$$

The information about the weight G of the vehicle is supplied to the slope determining means 42 via a line 29. The information about the stationary drive moment M_{stat} is supplied to the slope determining means 42 via a line 21.

The slope determining means 42 receives the information about the respective gear box transmission i from the gear box control 18 via a line 44.

If necessary, also information about the operating moment is transmitted to the slope determining means 42 via a respective transducer, for instance a pressor sensor for the brake pressure (not shown).

Internally, the slope determining means 42 comprises means (not shown) for determining the air friction W_L and the rolling friction W_R . In the simplest case the rolling friction W_R is a predetermined constant value which has been determined for the respective vehicle empirically. The air friction W_L , too, in the simplest case, is comprised of predetermined constant values which have equally been determined for the vehicle empirically.

Determination of the slope p of the road ensues in a predetermined rhythm, controlled by inquiry and the availability of new input values.

A component of the gear box control 18 that is essential to the invention is a threshold shifting means 50. The latter is designed such that it determines in each case the rotational speed differences Δn for the shift points in accordance with the above-mentioned relation

$$\Delta n = i \cdot p \cdot \Delta t \cdot A ,$$

and that it determines the shift points corrected for the respective ascending or descending slope by forming the sum or difference with the normal shift points computed for the plane.

When driving uphill, the rotational speed differences Δn are added to the rotational speed values for shifting, determined by particular criteria for the plane. When driving downhill, the rotational speed differences are subtracted from the rotational speed values for shifting, determined for the plane.

A somewhat simpler possibility is to merely use a limited number of fixed rotational speed differences Δn . This is shown in the drawing by means of a schedule which is stored in the threshold shifting means 50. However, the schedule does not contain the actual rotational speed difference Δn but already the corrected rotational shift speeds n_a , n_b , n_c for the individual gears found by forming the sum or difference with the rotational shift speeds determined in accordance with shift criteria for the plane surface.

Shifting on a slope, that has been corrected in accordance with the schedule mentioned, ensues in the following way: for instance, if it shall be shifted from gear i_a to gear i_b it is determined in the first place whether such shifting involves a gap change or whether such a gap change is not necessary. In response thereto, in the column below the old gear i_a the shifting time Δt_a or Δt_2 is selected, thereby

accurately defining the corresponding column in the schedule.

Subsequently, the value for the slope of the road determined in the slope determining means 42 is compared with the slope ranges indicated in the rows of the schedule and associated to a particular row. This determines the row and the column of the shift case in question, and the corresponding value that may be found in the schedule, for instance n_{a22} , represents the most adequate rotational speed for shifting. A selection mechanism is concerned here that is known to the technical expert and which need not be specially explained. The gear box control 18 will not effect or recommend shifting on the gear box 12 and on the clutch 9 while on a slope until the rotational speed n_{a22} is reached.

Instead of the gradient p of the road, in the schedule of the threshold shifting means 50 also the respective stationary moment M_{stat} may be used directly, which is an approximate measure for the slope of the road.

Of course, the described correction of the rotational shift speeds determined for the plane by the rotational speed difference Δn in accordance with particular criteria can, in the individual case, be limited due to the maximal or minimal ceiling speed of the engine 6. These limitations are taken account of in the gear box control 18 in that at the latest when the ceiling speed is reached a shift signal is output.

Naturally, the gear box control 18 can show the driver the shift signals determined on a (not shown) display. If desired, the driver then takes care of the gear shifting process himself.

P a t e n t C l a i m s

1. Control device for automatic, servo-operated switch gear (12) including traction force interruption in a commercial vehicle that is driven by a drive engine (6), for determining the transmission variation signals on ascending or descending slopes, a slope determining means (42) being provided for determining a value p defining the ascending respectively descending gradient of the road, and a threshold shifting means (50) being provided which shifts the gear changing points computed for the plane in response to the engine load and the rotational speed by a rotational speed difference Δn , characterised in that as rotational speed difference Δn to the gear changing points determined for the plane a value computed from the relation

$$\Delta n \simeq i \cdot p \cdot \Delta t$$

in response to the gradient p of the road, a predeterminable gear shifting time Δt and the transmission i in the drive train is used, wherein the gear shifting times for typical shifting operations are determined and stored empirically.

2. The control device according to claim 1, characterised in that to the value of the gear shifting points determined for the plane the rotational speed difference Δn is added, or is subtracted from this value.

3. The control device according to claim 2, characterised in that, when going uphill, the gear shifting points are shifted for higher rotational speeds both during shifting into a higher gear and during shifting into a lower gear.

4. The control device according to claim 2, characterised in that when going downhill the gear shifting points are shifted for lower rotational speeds both when shifting into a higher gear and when shifting into a lower gear.

5. The control device according to one of claims 1 to 4, characterised in that a limited number of fixed values is provided for the rotational speed difference Δn in regard of the gear shifting points, which values are associated by the threshold shifting means 50 with individual gradient ranges p , different transmission ratios i , and with two different shifting times Δt_1 and Δt_2 , the shifting time Δt_1 being relevant if shifting ensues without a gap change, and the shifting time Δt_2 being relevant if shifting does involve a gap change.

6. The control means according to one of claims 1 to 5, characterised in that the values of the rotational speed difference Δn , determined for the individual gradient ranges p , or the gear shifting points corrected by the values of the rotational speed difference Δn are filed in a schedule (ROM) and are taken into account when outputting a shifting signal in the case of a particular gradient p of the road.

